

METHOD FOR CONTROLLING WHEEL SPEED OF VEHICLE

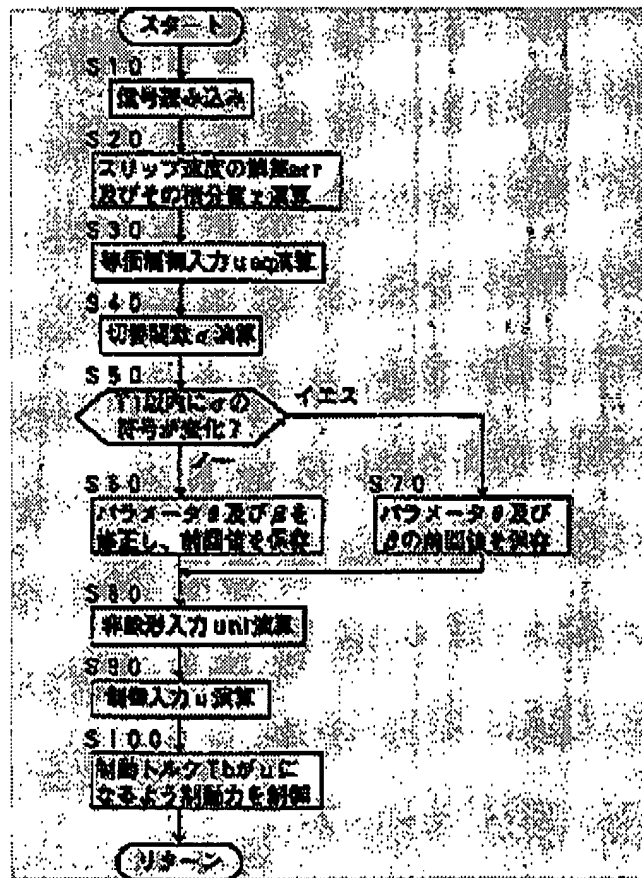
Patent number: JP2000016268
 Publication date: 2000-01-18
 Inventor: TANAKA AKIRA; HATTORI YOSHIKAZU
 Applicant: TOYOTA MOTOR CORP; TOYOTA CENTRAL RES & DEV
 Classification:
 - International: B60T8/58; B60T8/1761; B60T8/58; B60T8/17; (IPC1-7): B60T8/58
 - european:
 Application number: JP19980192186 19980707
 Priority number(s): JP19980192186 19980707

Report a data error here

Abstract of JP2000016268

PROBLEM TO BE SOLVED: To control wheel speed to an optimum value irrespective of the friction coefficient of a road surface.

SOLUTION: An error err between desired slip velocity V_{slt} and actual slip velocity V_{sl} and its integrated value (z) are computed (S20) and an equivalent control input u_{eq} is computed on the basis of the error err of the slip velocity and the actual slip velocity V_{sl} (S30) while a switching function σ is computed on the basis of the integrated value (z) (S40). Whether or not the sign of the switching function σ has changed within a time T_1 is determined (S50), and if the result is negative, a tire generated force (f) (k_b) is computed on the basis of slip rate k_b to correct parameters θ and β (S60), whereas if the result is affirmative, the parameters θ and β are not corrected (S70). Further, a nonlinear input u_{nl} is computed (S80) and a control input (u) is computed as the sum of the equivalent control input u_{eq} and the nonlinear input u_{nl} (S90) and braking torque t_b is controlled to equal the control input (u) (S100).



(51)IntCl.

識別符号

F I

ページ* (参考)

B 6 0 T 8/58

B 6 0 T 8/58

Z 3 D 0 4 6

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 9 頁)

(21)出願番号 特願平10-192186

(22)出願日 平成10年7月7日 (1998.7.7)

(71)出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(71)出願人 000003609

株式会社豊田中央研究所

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1

(72)発明者 田中 亮

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動
車株式会社内

(74)代理人 100071216

弁理士 明石 昌毅

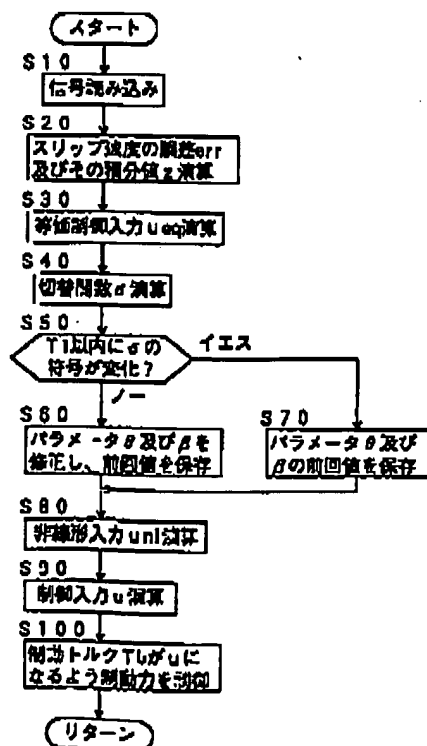
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 車輛の車輪速度制御方法

(57)【要約】

【課題】 路面の摩擦係数に拘わらず最適に車輪速度を制御する。

【解決手段】 目標スリップ速度 V_{slt} と実スリップ速度 V_{sl} との間の誤差 err 及びその積分値 z が演算され (S20)、スリップ速度の誤差 err 及び実スリップ速度 V_{sl} に基づき等価制御入力 u_{eq} が演算され (S30)、積分値 z に基づき切替関数 σ が演算される (S40)、そして時間 $T1$ 以内に切替関数 σ の符号が変化したか否かの判別が行われ (S50)、肯定判別が行われたときにはスリップ率 kb に基づきタイヤ発生力 $f(kb)$ が演算され、パラメータ θ 及び β が修正される (S60)が、肯定判別が行われたときにはパラメータ θ 及び β は修正されない (S70)、更に非線形入力 u_{nl} が演算され (S80)、等価制御入力 u_{eq} と非線形入力 u_{nl} との和として制御入力 u が演算され (S90)、制動トルク Tb が制御入力 u に等しくなるよう制御される (S100)。



【特許請求の範囲】

【請求項1】車輪のスリップ速度が与えられた目標スリップ速度になるようスライディングモード制御を適用する車輛の車輪速度制御方法に於いて、車輪の実スリップ速度と目標スリップ速度との偏差の積分値の項及び実スリップ速度の項にて切替関数を構成し、制御入力を等価制御入力と非線形入力の項との和として構成し、前記非線形入力の項をタイヤモデルに基づきタイヤが発生している力を演算する第一のパラメータと該第一のパラメータ以外の非線形要素を表す第二のパラメータとに基づいて構成し、前記切替関数の値に応じて前記第一及び第二のパラメータを修正することを特徴とする車輛の車輪速度制御方法。

【請求項2】前記切替関数の値が0を挟んで振動しているときには前記第一及び第二のパラメータの修正を停止し若しくは前記第一及び第二のパラメータの大きさを低減することを特徴とする請求項1に記載の車輛の車輪速度制御方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車輛の車輪速度の制御方法に係り、更に詳細には車輪のスリップ速度が与えられた目標スリップ速度になるようスライディングモード制御を適用する車輛の車輪速度制御方法に係る。

【0002】

【従来の技術】タイヤや車輛運動の非線形性を考慮した車輪速度の制御則として、スライディングモード制御が適用された制御が既に知られており、例えば特開平9-267737号公報には、スライディングモード制御が適用されたABS制御であって、切替関数より算出された切替制動トルクと、車輪の荷重、車体の加速度、車速、車輪速度より算出される等価制動トルクとの和として車輪の目標制動トルクを演算し、車輪の制動トルクが目標制動トルクになるよう制動力を制御する車輪速度制御方法が記載されている。

【0003】かかる車輪速度制御方法によれば、切替制動トルクが切替関数より算出され、等価制動トルクが車輪の荷重、車体の加速度、車速、車輪速度より算出され、切替制動トルクと等価制動トルクとの和として車輪の目標制動トルクが演算され、車輪の制動トルクが目標制動トルクになるよう制動力が制御されるので、車輛の制動距離を低減し、また制動時の車輛の挙動を安定化させて車輛を滑らかに停止させることができる。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】しかしスライディングモード制御が適用された上述の如き従来の車輪速度制御方法に於いては、路面の摩擦係数が高くタイヤが発生できる力が高い状況に於いて所望の制動特性を得るためにはコントローラのゲインを高くする必要があるが、コントローラのゲインが高く設定されると、路面の摩擦係数

が低くタイヤが発生できる力が低い状況に於いて制御入力が過剰になるため、所望の制動力が得られず、車輪の回転運動が振動的になり、十分な車輪速度制御性能が得られないという問題がある。

【0005】本発明は、スライディングモード制御が適用された従来の車輪速度制御方法に於ける上述の如き問題に鑑みてなされたものであり、本発明の主要な課題は、車輪の実スリップ速度と目標スリップ速度との偏差の積分値の項及び実スリップ速度の項にて切替関数を構成し、制御入力を等価制御入力の項と非線形入力の項との和として構成し、非線形入力が過剰になることを防止することにより、路面の摩擦係数に拘わらず最適に車輪速度を制御することである。

【0006】

【課題を解決するための手段】上述の主要な課題は、本発明によれば、請求項1の構成、即ち車輪のスリップ速度が与えられた目標スリップ速度になるようスライディングモード制御を適用する車輛の車輪速度制御方法に於いて、車輪の実スリップ速度と目標スリップ速度との偏差の積分値の項及び実スリップ速度の項にて切替関数を構成し、制御入力を等価制御入力の項と非線形入力の項との和として構成し、前記非線形入力の項をタイヤモデルに基づきタイヤが発生している力を演算する第一のパラメータと該第一のパラメータ以外の非線形要素を表す第二のパラメータとに基づいて構成し、前記切替関数の値に応じて前記第一及び第二のパラメータを修正することを特徴とする車輛の車輪速度制御方法によって達成される。

【0007】上記請求項1の構成によれば、切替関数は車輪の実スリップ速度と目標スリップ速度との偏差の積分値の項及び実スリップ速度の項にて構成され、制御入力は等価制御入力の項と非線形入力の項との和として構成され、非線形入力の項はタイヤモデルに基づきタイヤが発生している力を演算する第一のパラメータと該第一のパラメータ以外の非線形要素を表す第二のパラメータとに基づいて構成され、前記第一及び第二のパラメータは切替関数の値に応じて修正されるので、路面の摩擦係数に拘わらず制御入力が過剰になる虞れが低減され、またタイヤモデルと実際の車輛との誤差が低減される。

【0008】また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項1の構成に於いて、前記切替関数の値が0を挟んで振動しているときには前記第一及び第二のパラメータの修正を停止し若しくは前記第一及び第二のパラメータの大きさを低減するよう構成される（請求項2の構成）。

【0009】一般に、第一及び第二のパラメータの修正が過剰である場合には車輪の回転状態が却って振動的になるが、上記請求項2の構成によれば、切替関数の値が0を挟んで振動しているときには第一及び第二のパラメータの修正が停止され若しくは前記第一及び第二のパラ

メータの大きさが低減されるので、パラメータの修正が過剰に行われることに起因して車輪の回転状態が却って振動的になることが防止される。

【0010】

【本発明の原理】(1) モデル化

制御対象を以下の如くモデル化する。即ち制動装置のアクチュエータ系の動特性は無視できると考え、ホイールシリンダ圧から車輪速度までを以下の如く一輪の車輪回転及びばね上の並行移動に関する二つの運動方程式からなる単輪モデルとして考える。

【数1】 $M a \quad V_{xd} = -F_x \quad \dots\dots (1)$

$I t \quad \omega_{td} = F_x R_t - T_b \quad \dots\dots (2)$

【0011】尚上記式(1)及び(2)に於いて、 $M a$ は車輛重量であり、 V_{xd} は車体の前後速度 V_x の微分値であり、 F_x はタイヤが路面から受ける力であり、 $I t$ は車輪の慣性モーメントであり、 ω_{td} は車輪の角速度 ω_t の微分値であり、 R_t はタイヤの実効半径であり、 T

$$V_{sld} = -C_{xv} \left(\frac{1}{M a} + \frac{R_t^2}{I t} \right) V_{sl} + \frac{R_t}{I t} T_b \quad \dots\dots (6)$$

【0015】

(2) サーボへの適用式(6)に対してスライディングモード制御の理論を用いて、制御系の設計を行う。

【0016】ここで、 C_{xv} は下記の式(7)の如くノミナル値 C_{xv0} と変動分 ΔC_{xv} で表されるものとする。

【数5】 $C_{xv} = C_{xv0} + \Delta C_{xv} \quad \dots\dots (7)$

【0017】表記を簡単にするため、式(6)を以下の式(8)の如く書き換える。制御対象の非線形部要素は h に集約されている。

【0018】

【数6】 $V_{sld} = A V_{sl} + B u + B h \quad \dots\dots (8)$

ここで、

【数7】

$$A = -C_{xv0} K$$

$$B = \frac{R_t}{I t}$$

$$u = T_b$$

$$h = -\frac{I t}{R_t} \Delta C_{xv} K V_{sl}$$

$$K = \frac{1}{M a} + \frac{R_t^2}{I t}$$

【0019】サーボ系を構成するため、目標スリップ速度 V_{slt} と実スリップ速度 V_{sl} との間の誤差の積分値 z を導入し、 z_d を z の微分値として、制御対象を次式

$$\sigma d = -\frac{1}{T_s} (V_{slt} - V_{sl}) + A V_{sl} + B u + B h = 0 \quad \dots\dots (14)$$

b は制動トルクである。

【0012】タイヤが路面から受ける力 F_x は C_x をブレーキングステイフネスとして一般に下記の式(3)により求められる。

【数2】

$$F_x = C_x \frac{V_x - \omega_t R_t}{V_x} \quad \dots\dots (3)$$

【0013】ここで簡単化のために下記の式(4)及び(5)の如く置き、 C_{xv} は車速によって変動すると考える。

【数3】 $F_x = C_{xv} (V_x - \omega_t R_t) \quad \dots\dots (4)$

$C_{xv} = C_x / V_x \quad \dots\dots (5)$

【0014】式(4)の $(V_x - \omega_t R_t)$ をスリップ速度 V_{sl} と置けば、式(1)～(5)よりスリップ速度の微分値 V_{sld} は下記の式(6)により表される。

【数4】

(9)及び(10)のように置く。

【数8】 $z_d = V_{slt} - V_{sl} \quad \dots\dots (9)$

$V_{sld} = A V_{sl} + B u + B h \quad \dots\dots (10)$

【0020】式(9)及び(10)に対して、スライディングモードコントローラを設計する。

【0021】(3) 切替面の設計

まず切替関数 σ を次式のように置く。

【数9】

$$\begin{cases} \sigma = s x \\ s = [s_1 \quad s_2] \\ x = [z \quad V_{sl}]^T \end{cases} \quad \dots\dots (11)$$

【0022】スライディングモードを生じているときには下記の式(12)が成立する。

【数10】 $\sigma = s_1 z + s_2 V_{sl} = 0 \quad \dots\dots (12)$

【0023】従って $s_1 = -1/T_s$ 、 $s_2 = 1$ とすれば下記の式(13)が成立し、システムの出 V_{sl} は時定数 T_s の一次遅れで目標値 V_{slt} に追従する。またこの場合 σ の微分値 σd は下記の式(14)にて表わされる。

【0024】

【数11】

$$\sigma = -\frac{1}{T_s} z + V_{sl} = 0 \quad \dots\dots (13)$$

【数12】

【0025】(4) コントローラ的设计

制御入力 u を下記の式(15)の如く等価制御入力 u_{eq} と非線形入力 u_{nl} との和で与える。

$$【数13】 u = u_{eq} + u_{nl} \quad \dots (15)$$

【0026】非線形入力 u_{nl} は $\sigma = 0$ にする入力であり、スライディングモードを生じているときには u_{nl} は0であるので、上記式(15)は下記の式(16)の如

$$u_{eq} = B^{-1} \left\{ \frac{1}{T_s} (V_{slt} - V_{sl}) - A V_{sl} \right\} \quad \dots (17)$$

【0028】次にスライディングモードを生じさせるための非線形入力 u_{nl} を考える。本発明は、路面状態の変化などのシステム変化に対して、できるだけ低ゲインのコントローラを設計せんとするものであり、以下のような適応機構によって、安定性を保ちつつ u_{nl} のゲインを必要最小限に抑えることを考える。まず、システムの非線形要素 h を下記の式(18)の如くパラメータ化できる部分(h_p)とできない部分(Δh)に分けて考える。

$$【数16】 h = h_p + \Delta h \quad \dots (18)$$

【0029】下記の式(19)の如く、システム内外の状態量 X (例えば V_{slt} 、 V_{sl} 、 V_x 、 $\omega t \in X$)と時

$$u_{nl} = -\{\rho(X, t, \beta_p) + k(X, t)\} \frac{\sigma}{\|\sigma\|} - f(X, t) \theta_p \quad \dots (21)$$

但し θ_p 及び β_p の微分値をそれぞれ θ_{pd} 及び β_{pd} として、

$$\begin{cases} \theta_{pd} = \Gamma_1 f(X, t) \sigma \\ \rho(X, t, \beta_p) = \beta_p \\ \beta_{pd} = \Gamma_2 \frac{\partial \rho}{\partial \beta_p} \|\sigma\| = \Gamma_2 \|\sigma\| \\ \Gamma_1 > 0 \\ \Gamma_2 > 0 \end{cases} \quad \dots (22)$$

【0032】 θ_p 、 β_p は適応パラメータであり、 Γ_1 、 Γ_2 は適応速度を決める適応ゲインに相当する。

【0033】(5) 安全性の保証

式(15)、(17)、(21)で表される制御入力に

$$\begin{aligned} V = & \frac{1}{2} \sigma^T B^{-1} \sigma + \frac{1}{2} (\theta_p - \theta) \Gamma_1^{-1} (\theta_p - \theta) \\ & + \frac{1}{2} (\beta_p - \beta) \Gamma_2^{-1} (\beta_p - \beta) \quad \dots (23) \end{aligned}$$

【0034】上記 V の微分値 V_d は下記の式(24)にて表わされる。

$$V_d = \sigma^T B^{-1} \sigma_d + (\theta_p - \theta) \Gamma_1^{-1} \theta_{pd} + (\beta_p - \beta) \Gamma_2^{-1} \beta_{pd} \quad \dots (24)$$

【0035】式(24)に式(14)、(15)、(17)、(21)を代入すると、 V_d は下記の式(25)

く表わされる。

$$【数14】 u = u_{eq} \quad \dots (16)$$

【0027】等価制御入力 u_{eq} は、 $h=0$ として、式(14)、(16)より下記の式(17)の如く求まる。

【数15】

刻 t の関数 f とパラメータ θ とによって h_p を定式化する。

$$【数17】 h_p = f(X, t) \theta \quad \dots (19)$$

【0030】また、 Δh は下記の式(20)の如く上界値関数 ρ を持ち、パラメータ β によって規定できるとする。

$$【数18】 \|\Delta h\| \leq \rho(X, t, \beta) \quad \dots (20)$$

【0031】以上の仮定によってこのシステムが一般性を失うものではない。 u_{nl} を下記の式(21)のように与える。

【数19】

よってスライディングモード($\sigma \rightarrow 0$)が達成されることを示す。リアプノフ関数の候補として下記の式(23)で表される V を考える。

【数20】

【数21】

の如く表わされる。

【数22】

$$\begin{aligned}
Vd &= \sigma B^{-1} \left[-\frac{1}{T_s} (V_{slt} - V_{sl}) + A V_{sl} + B h \right. \\
&\quad + B B^{-1} \left\{ \frac{1}{T_s} (V_{slt} - V_{sl}) - A V_{sl} \right\} \\
&\quad \left. - B \left\{ (\rho(X, t, \beta p) + k(X, t)) \frac{\sigma}{\|\sigma\|} + f(X, t) \theta p \right\} \right] \\
&\quad + (\theta p - \theta) \Gamma 1^{-1} \theta p d + (\beta p - \beta) \Gamma 2^{-1} \beta p d \\
&= \sigma \left[h - (\rho(X, t, \beta p) + k(X, t)) \frac{\sigma}{\|\sigma\|} + f(X, t) \theta p \right] \\
&\quad + (\theta p - \theta) \Gamma 1^{-1} \theta p d + (\beta p - \beta) \Gamma 2^{-1} \beta p \quad \dots\dots (25)
\end{aligned}$$

【0036】更に $h = h_p + \Delta h$ より、式25に式(19)、(20)、(22)を代入すると、下記の式(26)が成立し、 V は σ に対して負定なので、 σ は0にな

る。従って上記「(3)切替面の設計」の欄に於いて上述した如く、出力は V_{slt} に追従する。

【数23】

$$\begin{aligned}
Vd &\leq \sigma \left[f(X, t) \theta + \rho(X, t, \beta) - (\rho(X, t, \beta p) + k(X, t)) \frac{\sigma}{\|\sigma\|} \right. \\
&\quad \left. - f(X, t) \theta p \right] + (\theta p - \theta) \Gamma 1^{-1} \Gamma 1 f(X, t) \sigma \\
&\quad + (\beta p - \beta) \Gamma 2^{-1} \Gamma 2 \|\sigma\| \\
&\leq -k(X, t) \|\sigma\| \\
&\leq 0 \quad \dots\dots (26)
\end{aligned}$$

【0037】(6)適応アルゴリズムの修正
上記式(22)に示されるロジックでは、 σ が0以外有的时候には常時適応パラメータの更新を行う。特に βp は単純増加することになる。アクチュエータの応答がシステムの挙動に対して十分に速い場合には、システムの状態は $\sigma = 0$ の極めて近傍に拘束されるため、適応パラメータは一定値に収束するが、アクチュエータに遅れがあったり、制御入力が増飽するような場合には、システムの状態は $\sigma = 0$ を挟んで振動的に変動するため、適応パラメータが振動的になったり発散したりする。以上の理

由から、 σ が0近傍で振動的になったときには、コントローラのゲインは十分大きいと判断し、適応パラメータの修正を停止したり適応パラメータの絶対値を減少させる。更に、振動が続くときには、適応パラメータの絶対値を減少させる。即ち、式(22)にて示される適応ロジックを下記の式(27)及び(28)の如く変更する。ただし、 t_0 は最後に σ が0になった時刻、 t_p は適応ロジックを停止する時間、 T_p は適応パラメータを減少させる際の時定数である。

【数24】

$$\theta p d = \begin{cases} \Gamma 1 f(X, t) \sigma & (t > t_0 + t_p) \\ 0 \text{ 又は } \frac{\theta p}{T_p} e^{-(t-t_0)/T_p} & (t \leq t_0 + t_p) \end{cases} \quad \dots\dots (27)$$

$$\beta p d = \begin{cases} \Gamma 2 \|\sigma\| & (t > t_0 + t_p) \\ 0 \text{ 又は } \frac{\beta p}{T_p} e^{-(t-t_0)/T_p} & (t \leq t_0 + t_p) \end{cases} \quad \dots\dots (28)$$

【0038】(7)sgn関数の修正
上記式(21)の不連続性に起因するシステムのチャタリングを軽減すべく、式(21)中のsgn関数を下記

の式(30)で示す連続的な飽和関数(sgnp(x))に修正する。sgn関数及びsgnp関数をそれぞれ下記の式(29)及び(30)に示す。

【数25】

$$\text{sgn}(x) = \frac{x}{|x|} \quad \dots\dots (29)$$

$$\text{sgnp}(x) = \begin{cases} -1 & (x \leq -1) \\ x & (-1 < x < 1) \\ 1 & (1 \leq x) \end{cases} \quad \dots\dots (30)$$

【0039】

【課題解決手段の好ましい態様】本発明の一つの好ましい態様によれば、上記請求項1の構成に於いて、目標スリップ速度は車輪の制動力制御による車輛の挙動制御により必要とされる車輪の目標スリップ率又は目標車輪速度に基づき演算されるよう構成される（好ましい態様1）。

【0040】本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項2の構成に於いて、第一及び第二のパラメータの大きさを低減するときには、第一及び第二のパラメータの大きさを次第に低減するよう構成される（好ましい態様2）。

【0041】

【発明の実施の形態】以下に添付の図を参照しつつ、本発明を好ましい実施形態について詳細に説明する。

【0042】図1は本発明による車輪速度制御方法が適用された車輛の制動力制御装置の一つの実施形態を示す概略構成図である。

【0043】図1に於いて、1OFL、1OFR、1ORL、1ORRはそれぞれ車輛12の左右の前輪及び左右の後輪を示している。各車輪には制動装置14FL、14FR、14RL、14RRが設けられている。各制動装置14FL～14RRは油圧制御回路16によって制動油圧が制御されることにより対応する車輪の制動力を制御し、油圧制御回路16は電子制御装置18により制御されるようになっている。

【0044】電子制御装置18には対地車速センサ20より対地車速Vxを示す信号、車輪速度センサ22FL～22RRよりそれぞれ車輪1OFL、1OFR、1ORL、1ORRの車輪速度Vwfl、Vwfr、Vwrl、Vwrrを示す信号、油圧センサ24FL～24RRよりそれぞれ制動装置14FL、14FR、14RL、14RRの制動油圧Pfl、Pfr、Prl、Prrを示す信号が入力されるようになっている。

【0045】電子制御装置18は当技術分野に於いて周知の車輛の挙動制御に必要な目標車輪速度を演算し、図2に示されたフローチャートに従って車輪のスリップ速度が目標車輪速度より求まる目標スリップ速度になるようスライディングモード制御を適用して車輪速度を制御

$$u_{eq} = (I_t / R_t) \{ (1 / T_s) \text{err} + K_{eq} V_{sl} \} \quad \dots\dots (32)$$

【0051】ステップ40に於いては実スリップ速度Vsl及びスリップ速度の誤差の積分値zに基づき切替関数σが下記の式33に従って演算される。

する。

【0046】特に切替関数σは車輪の実スリップ速度Vslと目標スリップ速度Vsltとの偏差の積分値の項及び実スリップ速度の項にて構成され、制御入力uは等価制御入力ueqの項と非線形入力unlの項との和として構成され、非線形入力unlの項は路面の摩擦係数と車輪荷重との積に相当する第一のパラメータθと非線形要素の第二のパラメータβとに基づいて構成され、第一及び第二のパラメータは切替関数の値に応じて修正される。但し切替関数の値が0を挟んで振動しているときには、第一及び第二のパラメータは修正されず、また必要に応じてこれらのパラメータの大きさが低減される。

【0047】尚電子制御装置18例えば中央処理ユニット（CPU）と、リードオンリメモリ（ROM）と、ランダムアクセスメモリ（RAM）と、入出力ポート装置とを有し、これらが双方向性のコモンバスにより互いに接続された一般的な構成のマイクロコンピュータであってよい。

【0048】次に図2を参照して図示の実施形態の作動について説明する。尚図2に示されたフローチャートによる制御は図には示されていないイグニッションスイッチが閉成されることにより開始され、各車輪について所定の時間毎に繰り返し実行される。

【0049】まずステップ10に於いては対地車速センサ20により検出された対地車速Vxを示す信号等の読み込みが行われ、ステップ20に於いては図には示されていない挙動制御ルーチンにより演算された目標車輪速度Vwltと実車輪速度Vwi（i=fl, fr, rl, 又はrr）及び対地車速Vxに基づき車輪の目標スリップ速度Vslt及び実スリップ速度Vslが演算され、目標スリップ速度Vsltと実スリップ速度Vslとの間の誤差errが下記の式31に従って演算され、更に誤差errの積分値zが演算される。

$$\text{err} = V_{slt} - V_{sl} \quad \dots\dots (31)$$

【0050】ステップ30に於いてはスリップ速度の誤差err及び実スリップ速度Vslに基づき下記の式32に従って等価制御入力ueqが演算される。

【数27】

$$\sigma = V_{sl} - z / T_s \quad \dots\dots (33)$$

【0052】ステップ50に於いてはT1を適応動作許可判定時間（正の定数）として時間T1以内に切替関数

σ の符号が変化したか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ60に於いてスリップ率 kb ($=V_{sl}/V_x$)に基づき図3に示されたグラフに対応するマップよりタイヤ発生力 $f(kb)$ が演算され、パラメータ θ 及び β がそれぞれ下記の式(34)及び(35)に従って修正されると共に、修正後の θ 及び β が次のサイクルのための前回値 θ_{old} 及び β_{old} として保存され、肯定判別が行われたときにはステップ70に於いてパラメータ θ 及び β が修正されることなくそれらの値が次のサイクルのための前回値 θ_{old} 及び β_{old} に設定される。尚ステップ50の肯定判別が続いて行われるような場合にはパラメータ θ 及び β の大きさが低減される。

【数29】

$$\theta = \theta_{old} + f(kb) \Gamma_1 \sigma \quad \dots\dots (34)$$

$$unl = -(\beta + K_{nl1}) \operatorname{sgn}(\sigma) - K_{nl2} \sigma - f(kb) \theta \quad \dots\dots (36)$$

【0055】ステップ90に於いてはステップ30に於いて演算された等価制御入力 ueq とステップ80に於いて演算された非線形入力 unl との和($ueq + unl$)として制御入力 u が演算され、ステップ100に於いては制動油圧 P_i ($i = fl, fr, rl, rr$)より推定される制動トルク T_b が制御入力 u に等しくなるよう油圧回路16が制御されることによって対応する車輪の制動力が制御され、しかる後ステップ10へ戻る。

【0056】以上の説明より分かる如く、図示の実施形態に於いては、ステップ20に於いて目標スリップ速度 V_{slt} と実スリップ速度 V_{sl} との間の誤差 e_{rr} 及びその積分値 z が演算され、ステップ30に於いてスリップ速度の誤差 e_{rr} 及び実スリップ速度 V_{sl} に基づき等価制御入力 ueq が演算され、ステップ40に於いて積分値 z に基づき切替関数 σ が演算される。

【0057】そしてステップ50に於いて時間 $T1$ 以内に切替関数 σ の符号が変化したか否かの判別、即ち切替関数の値が0を挟んで振動しているか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ60に於いてスリップ率 kb に基づきタイヤ発生力 $f(kb)$ が演算され、パラメータ θ 及び β が修正されるが、肯定判別が行われたときにはパラメータ θ 及び β は修正されず、必要に応じてパラメータの大きさが低減される。

【0058】更にステップ90に於いて等価制御入力 ueq と非線形入力 unl との和として制御入力 u が演算され、ステップ100に於いて制動油圧 P_i より推定される制動トルク T_b が制御入力 u に等しくなるよう油圧回路16が制御されることによって対応する車輪の制動力が制御される。

【0059】かくして図示の実施形態によれば、車輪回転の所望の状態($\sigma = 0$)に対して実際の車輪回転の状態 σ の値に応じて θ 、 β が修正される。特に第一のパラメータ θ は $(- (K/B) \times \text{最大制動力})$ に相当し、 $f(kb)$ はフィードフォワード的にタイヤの力を与え

$$\beta = \beta_{old} + \Gamma_2 |\sigma| \quad \dots\dots (35)$$

【0053】尚図示の実施形態に於いては、定式化できる非線形成分として図3に示された簡易タイヤモデルが使用されることにより計算量が軽減されるようになっているが、タイヤモデルは例えばブラッシュモデル、マジックフォーミュラなどの如く実際のタイヤ特性により近いモデルが使用されてもよい。この場合、計算量は増すが制御性能は向上する。

【0054】ステップ80に於いては切替関数 σ に基づき図4に示されたグラフに対応するマップより $\operatorname{sgn}(\sigma)$ が演算されると共に、 K_{nl1} 及び K_{nl2} をそれぞれ正の定数として下記の式(36)に従って非線形入力 unl が演算される。

【数30】

る。また σ は誤差の積分($\sigma < 0$ のときスリップ率が目標値より浅い)を要素に含んでおり、路面の摩擦係数が高い場合の如く $\sigma < 0$ のときにはタイヤの力の推定が小さいと考えられ θ の値が低減される(絶対値は増大することになる。逆に路面の摩擦係数が高い場合の如く、 $\sigma > 0$ となる場合には、実際の路面において発生可能な力以上の入力を与えられていると考えられ、 θ の値が増大される(絶対値は小さくなる)ことになる。

【0060】また第二のパラメータ β は $\theta f(kb)$ で表しきれない非線形要素を表しており、仮定されたタイヤ特性(図3)が実際のタイヤ特性よりずれていても、車輪回転の状態を $\sigma = 0$ に保つ働きをし、 $\sigma \neq 0$ のときには β が小さすぎると考えられ β の値が増加される。

【0061】また実際の車輪回転の状態が($\sigma = 0$)を挟んで振動しているときには、ステップ50に於いて肯定判別が行われることにより、パラメータ θ 及び β の値は修正されず、必要に応じてパラメータの大きさが低減される。従って油圧回路、制動装置、センサ等の遅れに起因して $\sigma = 0$ が継続的に維持できない場合に、 θ や β の値が必要以上に修正され、車輪回転の状態が振動的になることが防止される。

【0062】尚この効果が不十分であるときは、 θ 、 β が過剰に大きくなっていると考えられるので、例えばステップ50に於いて肯定判別が所定の回数以上継続して行われたときには、例えば上記式(27)、(28)に従って θ 、 β の大きさが徐々に低減されてよく、その場合には車輪回転の振動が確実に防止される。

【0063】従って図示の実施形態によれば、制御ゲインの適応効果により、路面の摩擦係数の変化に拘わらず制御入力が過剰になる虞れを低減して車輪回転の振動を低減することができ、またモデルのタイヤ特性と実際のタイヤ特性とのずれを是正することができ、これにより車輪速度を最適に制御することができる。

【0064】以上に於いては本発明を特定の実施形態に

について詳細に説明したが、本発明は上述の実施形態に限定されるものではなく、本発明の範囲内にて他の種々の実施形態が可能であることは当業者にとって明らかであろう。

【0065】例えば上述の実施形態に於いては、目標車輪速度 V_{wti} は車輪の制動力の制御による挙動制御に必要な車輪速度として演算されるようになっているが、目標車輪速度は任意の態様にて演算されてよい。

【0066】また上述の実施形態に於いては、車体の前後速度は対地車速センサにより検出される対地車速 V_x であるが、車体の前後速度は例えば車輪の制動力の制御による挙動制御に於いて制動力が制御されない車輪の車輪速度に基づき演算されてもよい。

【0067】更に上述の実施形態に於いては、 $\text{sgn}(\sigma)$ は切替関数 σ に基づき図4に示されたグラフに対応するマップより演算されるようになっているが、図5に示されたグラフに対応するマップより演算されてもよい。

【0068】

【発明の効果】以上の説明より明らかである如く、本発明の請求項1の構成によれば、第一及び第二のパラメータは切替関数の値に応じて修正されるので、路面の摩擦係数に拘わらず制御入力が増大になる虞を低減することができ、またタイヤモデルと実際の車輛との誤差を低減することができ、これにより車輪速度を最適に制御す

ることができる。

【0069】また請求項2の構成によれば、切替関数の値が0を挟んで振動しているときには第一及び第二のパラメータの修正が停止され若しくは第一及び第二のパラメータの大きさが低減されるので、パラメータの修正が過剰に行われることに起因して車輪の回転状態が却って振動的になることを確実に防止することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明による車輪速度制御方法が適用された車輛の制動力制御装置の一つの実施形態を示す概略構成図である。

【図2】車輪速度制御ルーチンを示すフローチャートである。

【図3】スリップ率 k_b と制動力 $f(k_b)$ との間の関係を示すグラフである。

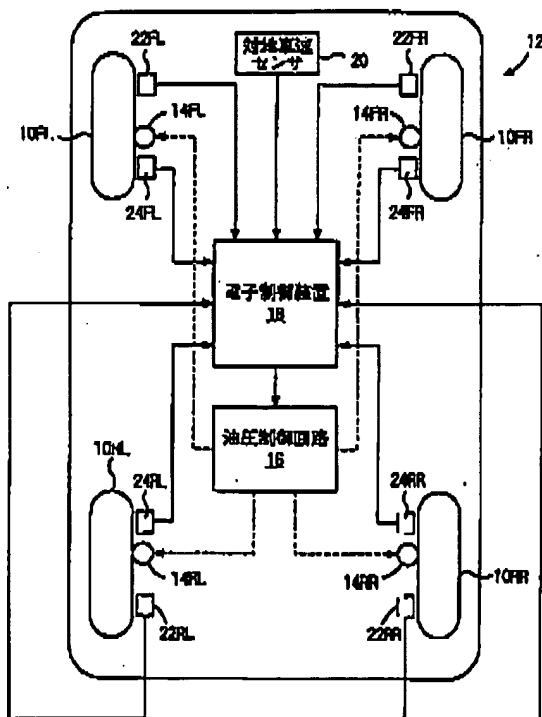
【図4】飽和関数の一例を示すグラフである。

【図5】飽和関数の他の例を示すグラフである。

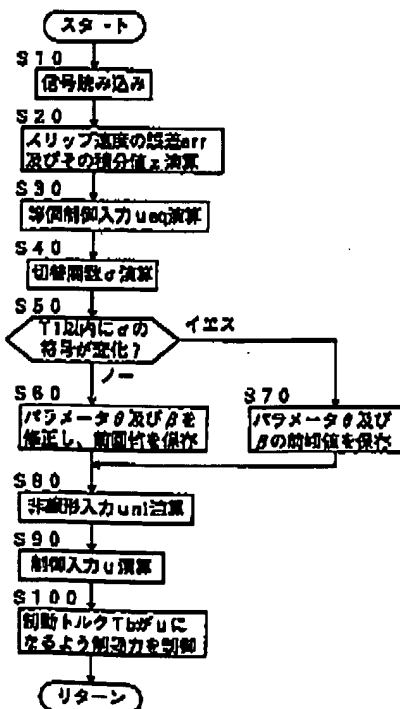
【符号の説明】

- 1 4FL～1 4RR…制動装置
- 1 6…油圧制御回路
- 1 8…電子制御装置
- 2 0…対地車速センサ
- 2 2FL～2 2RR…車輪速度センサ
- 2 4FL～2 4RR…油圧センサ

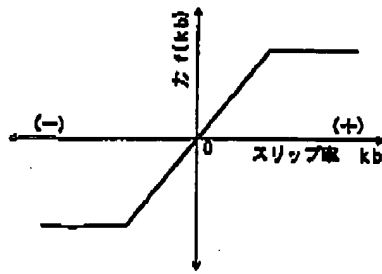
【図1】



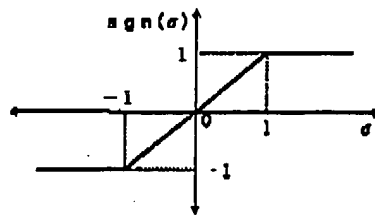
【図2】



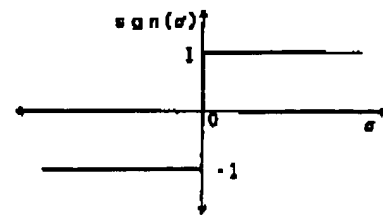
【図3】



【図4】



【図5】



フロントページの続き

(72)発明者 服部 義和
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1 株式会社豊田中央研究所内

Fターム(参考) 3D046 BB28 HH23 HH26 HH29 HH36
HH52 JJ06 KK08